

PROJETO DE GRADUAÇÃO

LEVANTAMENTO DA POTÊNCIA DISSIPADA DE *STOCKBRIDGES* TIPOS *DOGBONE* E ASSIMÉTRICO

Por,

Thiago Barbosa de Miranda

Brasília, 03 de Dezembro de 2014.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**LEVANTAMENTO DA POTÊNCIA DISSIPADA
DE *STOCKBRIDGES* TIPOS
DOGBONE E ASSIMÉTRICO**

Por,
Thiago Barbosa de Miranda

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Edson Paulo da Silva, UnB/ ENM (Orientador)

Prof.^a Aline Souza de Paula, UnB/ ENM

Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, UnB/ ENM

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ ENM

Brasília, 03 de Dezembro de 2014.

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma avaliação experimental da capacidade de dissipação de energia mecânica de dois absorvedores dinâmicos de vibração do tipo *stockbridge* para cabos de transmissão. As curvas e dissipação em função da frequência foram obtidas pelo Método da Resposta Forçada descrito na norma IEEE Std 664 TM- 1993 (R2007), que trata especificamente de métodos para caracterização dinâmica de amortecedores para cabos condutores. Foram caracterizados dois *stockbridges*: um do tipo *dogbone* e outro assimétrico. Para o primeiro foram identificadas três frequências naturais e para o segundo quatro frequências naturais. Os números de frequência identificados e o comportamento da dissipação estão de acordo com o esperado.

ABSTRACT

This paper presents an experimental evaluation of mechanical energy dissipation capacity of two dynamic vibration absorbers of Stockbridge type for transmission cables. The curves and dissipation as a function of the frequency were obtained by the Forced Response Method described in IEEE Std 664 TM std - 1993 (R2007), which is specifically concerned methods for characterizing dynamic dampers cable conductors. Two stockbridges were characterized: A type dogbone and other asymmetric. Were identified for the first three natural frequencies and the second four natural frequency. The Frequency numbers identified and dissipation performance are in accordance with expected.

Dedicatória

Dedico esse trabalho ao amigo Frederico Regis, um goiano sempre alegre e sorridente, que tive o prazer de conhecer durante a graduação. Gostaria de compartilhar com ele a alegria que sinto por mais essa etapa vencida em minha vida. Porém, por vontade Divina, ele não está mais aqui entre nós. Sem dúvida, uma grande perda para todos que o conheciam e também para o mundo, que perdeu um engenheiro brilhante.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado à oportunidade de estudar nessa instituição, ter me dado saúde e força para superar todos os desafios dessa caminhada e principalmente por ter colocado em minha vida as pessoas que serão citadas abaixo.

Agradeço aos meus pais, Alberto e Luciene, sem eles seria impossível concluir esta jornada. Agradeço por todo cuidado e amor que me dedicaram. Sou grato também por todas as cobranças do meu pai e todas as palavras de apoio da minha mãe.

Agradeço ao meu irmão, Thalbert, por seu companheirismo e camaradagem e por ter a oportunidade de desfrutar de sua companhia em vários bons momentos da minha vida.

Agradeço aos amigos, Celso, Lucas e Vinícius, que durante essa longa, difícil e desafiadora graduação, estiveram ao meu lado. Proporcionando-me suas amizades, confiança, incentivo e apoio.

Ao Professor Edson Paulo da Silva, por todo apoio e orientação fornecidas durante a orientação desse trabalho.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes”.

Martin Luther King

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	CONTEXTO E MOTIVAÇÃO.....	1
1.2	OBJETIVO.....	1
1.3	METODOLOGIA	1
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1	VIBRAÇÃO EM CABOS.....	3
2.1.1	Galope	3
2.1.2	Vibração de esteira	4
2.1.3	Vibrações eólicas.....	5
2.2	RUPTURA DOS CONDUTORES.....	8
2.3	TEORIA DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO.....	8
2.3.1	Absorvedores dinâmicos de vibração não amortecidos.....	9
2.3.2	Absorvedores dinâmicos de vibração amortecidos	12
2.4	CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÃO EM CABOS.....	14
2.4.1	Amortecimento próprio do condutor	14
2.4.2	Frequência de ressonância.....	15
2.4.3	Mudança de geometria	15
2.5	ABSORVEDORES DE VIBRAÇÃO EM LINHAS DE TRANSMISSÃO	16
2.5.1	Absorvedor tipo Bretelle	16
2.5.2	Absorvedor de braço oscilante	17
2.5.3	Absorvedor de impacto.....	17
2.5.4	Absorvedor tipo Helgra	18
2.5.5	Absorvedor em espiral.....	18
2.6	Absorvedor <i>Stockbridge</i>	19
2.6.1	<i>Stockbridge</i> tipo <i>Dogbone</i>	21

2.6.2	<i>Stockbridge</i> tipo assimétrico.....	21
2.7	CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO ABSORVEDOR TIPO <i>STOCKBRIDGE</i>	22
3	MATERIAIS E MÉTODOS	25
3.1	MATERIAIS	25
3.2	Métodos	25
3.2.1	Descrição da bancada	26
3.2.2	<i>Shaker</i>	27
3.2.3	Suporte.....	27
3.3	CONFIGURAÇÕES DOS TESTES	28
3.3.1	Tratamento de dados	29
4	RESULTADOS	30
5	CONCLUSÃO.....	33
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	34
	ANEXO I	36
	ANEXO II	37

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Força resultante devido ao tempo a ação do vento.....	4
Figura 2.2 – Ação do vento sobre um cabo com uma camada de gelo (Souza, 2012).	4
Figura 2.3 - Oscilações devido à esteira do escoamento num feixe duplo de cabos. (Lilien, 2004). 5	
Figura 2.4 - Esteira de Vórtice de Von Karman (Souza, 2012).	5
Figura 2.5 - Grampo de fixação.	8
Figura 2.6 – Sistema primário submetido a um forçamento harmônico e acoplado a um ADV (Marques, 2000).	9
Figura 2.7 – Amplitude do sistema primário, com e sem ADV, em função da frequência de excitação. (Oliveira, 2011).	11
Figura 2.8 – Amplitude de oscilação do ADV e do sistema primário (Oliveira, 2011).	12
Figura 2.9 – Sistema primário com ADV amortecido (Marques, 2000).....	12
Figura 2.10 – Amplitude em função da frequência de excitação para um ADV amortecido (Marques, 2000).	13
Figura 2.11 – Influencia do ζ sobre a curva de amplitude em função da frequência de excitação de um sistema primário com ADV.....	14
Figura 2.12 – Tipo de modificação de geometria em cabos (Kumar, et al., 2008).	16
Figura 2.13 - Amortecedor tipo Brallete (Labegalini, et al., 1992).....	17
Figura 2.14 - Amortecedor tipo Festão (Labegalini, et al., 1992).....	17
Figura 2.15 - Amortecedor tipo braço oscilante (Labegalini, et al., 1992).	17
Figura 2.16 - Amortecedor de impacto (Labegalini, et al., 1992).	18
Figura 2.17 - Amortecedor tipo Helgra. (Labegalini, et al., 1992).	18
Figura 2.18 – Amortecedor em espiral (Dulhunty, 1984).	19
Figura 2.19 Absorvedor <i>stockbridge</i> (Silva Junior, 2011).	19
Figura 2.20 – Fases de amortecimento (Labegalini, et al., 1992).	20
Figura 2.21 – Curva típica de potência dissipada de um stockbridge (IEC 61897-1998-09).....	21
Figura 2.22 – <i>Stockbridge</i> tipo dogbone.	21
Figura 2.23 – <i>Stockbridge</i> tipo assimétrico.....	22
Figura 2.24 – Exemplo de gráfico de Potência dissipada x Frequência, de um amortecedor <i>stockbridge</i> (IEEE Std. 664-1993) (Modificado)	23

Figura 3.1 – <i>Stockbridges</i> assimétrico e <i>dogbone</i>	25
Figura 3.2 - Esquema da bancada para absorvedor acoplado diretamente ao shaker (Silva Junior, 2011).....	26
Figura 3.3 - Montagem do amortecedor no <i>shaker</i> para a realização do ensaio. (a) Suporte; (b) Células de Carga; (c) Acelerômetro; (d) <i>shaker</i> ; (e) ADV.....	27
Figura 3.4 – <i>Shaker</i> eletromecânico.....	27
Figura 3.5 – Suporte.....	28
Figura 4.1 - Potência dissipada pelo suporte.....	30
Figura 4.2 – Potência dissipada pelo Amortecedor <i>Dogbone</i>	31
Figura 4.3 - Média dos três ensaios de potência dissipada para o amortecedor <i>Dogbone</i>	31
Figura 4.4 – Potência dissipada pelo amortecedor assimétrico.....	32
Figura 4.5 - Média dos três ensaios de potência dissipada para o amortecedor assimétrico.....	32

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1- Regimes de fluxo de fluido em torno de cilindros circulares (Hard, 1979)	6
Tabela 2.2 - Relação entre número de Reynolds e Strouhal para uma secção circular.	7
Tabela 2.3 – Comparação entre os tipos de vibração (Verma, 2002).....	7
Tabela 2.4 - Comparação dos métodos de caracterização do <i>stockbridge</i> (IEEE Std. 664-1993) ..	24
Tabela 3.1 – Faixa de frequência a ser varrida.....	29

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

V	Velocidade escoamento	[m/s]
d	Diâmetro do cilindro	[m]
f_s	Frequência de formação de vórtices	[Hz]
P	Potência dissipada	[W]
V_s	Velocidade na base do shaker	[m/s]
F	Força de imposta pelo <i>shaker</i>	[N]
$\{f\}$	Vetor força	[N]
m	Massa	[Kg]
t	Tempo	[s]
k	Constante de Rigidez	[N/m]
ω_n	Frequência natural	[rad/s]
$\{x\}$	Vetor deslocamento	[m]
$\{\dot{x}\}$	Vetor velocidade	[m/s]
$\{\ddot{x}\}$	Vetor aceleração	[m/s ²]
$[M]$	Matriz massa	[m]
$[K]$	Matriz rigidez	[N/m]

Símbolos Gregos

ν	Viscosidade cinemática do fluido	[m ² /s]
θ_v	Ângulo de fase entre a força e a velocidade	[°]

Grupos Adimensionais

Re	Número de Reynolds
S	Número de Strouhal

Subscritos

- | | |
|---|---------------------------------------|
| 1 | Índice relativo ao sistema primário |
| 2 | Índice relativo ao sistema secundário |

Sobescritos

- | | |
|---|-------------------|
| . | Variação temporal |
|---|-------------------|

Siglas

- | | |
|------|--|
| IEEE | <i>Institute of Electrical and Electronics Engineers</i> |
| ADV | Absorvedor Dinâmico de Vibração |

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

Vibrações eólicas causadas por forças induzidas por vórtices são um dos problemas mais significativos em linhas de transmissão de energia elétrica, pois representam a principal causa de falha por fadiga de cabos condutores ou de itens associados à fixação (EPRI, 2005). Tais vibrações podem causar interrupção da transmissão de energia e, conseqüentemente, gerar graves prejuízos às pessoas e empresas.

Devido às características do movimento gerado por essas vibrações, são utilizados absorvedores dinâmicos de vibração. Dentre os quais destacasse o tipo *stockbridge*. Esse absorvedor consiste de um cabo de aço, com masas nas suas extremidades. O cabo age como um elemento de mola e dissipação. Qualquer movimento na linha de transmissão resulta na movimentação do amortecedor, gerando uma força em fase oposta resultante de sua resposta de excitação e com isso a energia é dissipada através do atrito, entre os fios de aço do cabo.

Para as faixas de frequências para as quais eles são projetados, os *stockbridges* convencionais apresentam um desempenho satisfatório, reduzindo a vibração de forma eficiente no seu ponto de fixação com o cabo condutor em torno de suas frequências naturais. Entretanto, mesmo para frequências apenas ligeiramente fora da faixa especificada no projeto, a sua eficiência diminui drasticamente (Labegolini, et al., 1992). Devido a esse fato é extremamente importante conhecer a faixa de operação do *stockbridge*, para isso é levantado uma curva da potência dissipada em função da frequência de vibração. Essa curva pode ser obtida através da utilização do Método da Resposta Forçada descrito na IEEE Std 664 TM- 1993 (R2007).

1.2 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é avaliar a capacidade de dissipação de energia mecânica de dois *stockbridges* um do tipo *dogbone* e outro assimétrico por meio da curva dissipação de potência.

1.3 METODOLOGIA

Toda a metodologia do trabalho foi baseada nas instruções da norma *Guide for Laboratory Measurement of the Power Dissipation Characteristics of Aeolian Vibration Dampers for Single Conductors* a IEEE Std 664 TM- 1993 (R2007).

Os procedimentos experimentais foram realizados com a bancada de ensaios dinâmicos pelo método da resposta forçada com a medição de força e velocidade aplicadas ao *stockbridge* montado

diretamente em um excitador eletromecânico, equipamento que gera a excitação no amortecedor. Finalmente, foi obtida uma curva com a potência dissipada pelo dispositivo em função da frequência de vibração.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em quatro capítulos. No segundo capítulo é apresentada a revisão bibliográfica, onde é descrito as causas das vibrações em cabos e os danos gerados por essas vibrações. Também são apresentados alguns mecanismos de controle de vibração em linhas de transmissão. Finalmente nesse capítulo são expostos alguns conceitos fundamentais sobre stockbridge.

O terceiro capítulo se refere aos procedimentos utilizados nesse trabalho, bem como a descrição dos materiais, metodologia e equipamentos utilizados para realização dos testes. O quarto capítulo é a apresentação dos resultados bem como uma análise dos mesmos. No quinto capítulo são apresentadas as conclusões desse trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VIBRAÇÃO EM CABOS

A ação do vento sobre as linhas de transmissão provoca oscilações dos condutores que, se não forem amortecidas, poderão causar o rompimento dos cabos por fadiga (Labegolini, et al., 1992). Os movimentos oscilatórios estão divididos em três principais categorias: Vibração eólica, galope do condutor e vibração de esteira (Labegolini, et al., 1992). Estes tipos de vibrações provocam diferentes efeitos sobre os cabos, assim como a outros componentes das linhas elétricas aéreas.

Atualmente são adotadas várias metodologias visando diminuir as vibrações eólicas. Devido às dificuldades existentes em fase de projeto para prever o comportamento vibratório dos cabos com precisão, opta-se pela solução de limitar alguns parâmetros, tais como a tração dos cabos ou comprimento dos vãos (Souza, 2012). O amortecimento intrínseco dos cabos varia inversamente com a carga de tração, isso implica que a tração instalada deve ser tão baixa, quanto economicamente viável (Souza, 2012).

Devido às características do movimento gerado pelas vibrações eólicas, verificou-se ser viável e fácil a utilização de amortecedores como meio de reduzir vibrações eólicas em cabos. A forma mais simples e comum que se conhece, é o amortecedor *stockbridge*, que é uma peça de aço com pesos nas extremidades e que é fixa ao cabo (Souza, 2012).

2.1.1 Galope

O galope induz nos cabos uma oscilação com uma faixa de frequência de 0,1 a 3,0Hz e amplitudes em torno de cinco a trezentas vezes o diâmetro do cabo, que provocam o movimento do ponto de suspensão na direção vertical dos condutores. Esse movimento é geralmente originado quando se tem um condutor congelado, apresentando uma forma aerodinâmica assimétrica e ao mesmo tempo sobre a ação de ventos cruzados moderadamente fortes (7 a 18m/s) (Santos, 2008).

Quando um vento sopra sobre um cilindro circular (Fig. 2.1 a), ele exerce uma força na mesma direção do vento. Isso ocorre devido a simetria, porém para uma seção transversal não circular, como é o caso de um cabo com uma camada de gelo, (Fig. 2.1 b) é gerado uma componente de força no sentido vertical, causando assim a vibração por galope. Depois que as oscilações verticais se iniciam, o vetor soma de velocidade absoluta do vento com a velocidade do condutor produz uma velocidade aparente do vento que formará, alternadamente, ângulos abaixo e acima da horizontal. Isso resulta em variações alternadas da porção do depósito de gelo em relação ao vento que efetivamente atua sobre o condutor, a Figura 2.2 ilustra esse fenômeno. Se a velocidade do condutor para cima coincide com uma força aerodinâmica de sustentação positiva e uma velocidade para baixo, com uma força de sustentação negativa, ocorrerá um galope acelerado. Caso contrário, o movimento é suprimido (Freire, 1997).

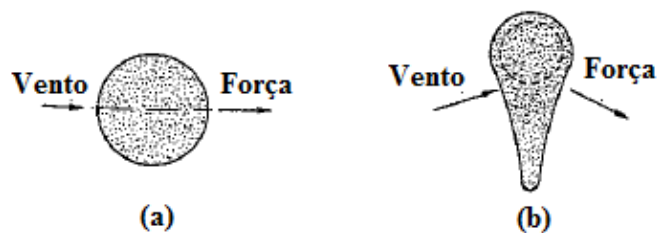


Figura 2.1 - Força resultante devido ao tempo a ação do vento

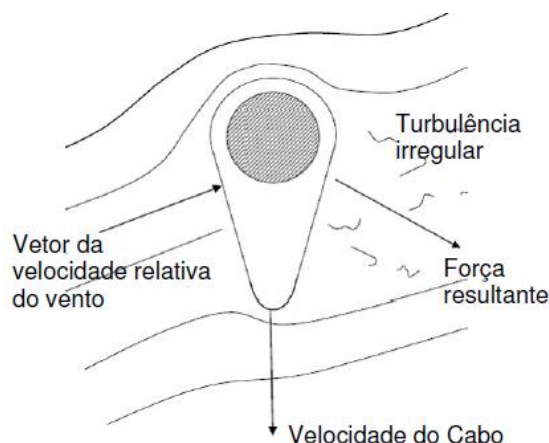


Figura 2.2 – Ação do vento sobre um cabo com uma camada de gelo (Souza, 2012).

Este fenômeno é bem menos frequente que os demais, já que ocorre apenas em áreas onde o acúmulo de gelo possa ocorrer. No Brasil, por exemplo, não existe nenhum registro desse tipo de ocorrência. (Freire, 1997).

Uma tentativa de projeto de amortecedores tipo *stockbridge* para o caso de galope, onde a frequência é cem vezes menor e a amplitude cem vezes maior que as vibrações eólicas, resultaria em pesos para as massas do amortecedor de várias toneladas, o que é inviável (Labegalini, et al., 1992).

2.1.2 Vibração de esteira

Vibração de esteira proporciona vários tipos de movimentos no feixe dos condutores. O fenômeno é observado quando os condutores estão desencapados e secos. No entanto, pode ocorrer com um condutor congelado ou na ocorrência de chuvas (Santos, 2008). As oscilações induzidas pela esteira do escoamento são características de linhas elétricas aéreas com dois ou mais cabos por feixe. A esteira produzida por um cabo a barlavento, lado onde sopra o vento, pode provocar forças variáveis e complexas sobre o cabo a sotavento, lado onde sai o vento, conforme mostra a Figura 2.3. Este movimento de barlavento é transferido para o sotavento através de separadores ou de outros equipamentos.

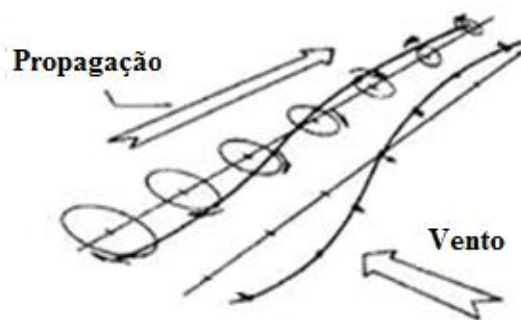


Figura 2.3 - Oscilações devido à esteira do escoamento num feixe duplo de cabos. (Lilien, 2004).

As frequências de vibração variam entre 1 e 10 Hz e são causadas por vento moderado a forte com velocidade que varia entre 4 a 18 m/s. É frequente a ocorrência deste fenômeno sobre cabos secos e em terrenos amplos (Souza, 2012).

Os amortecedores usuais como *stockbridge* ou similares, localizados próximos dos pontos de fixação de suspensão não conseguem amortecer as vibrações de feixes de cabos (Anderson, et al., 1995). Porém, segundo Simpson, et al.(1990) as vibrações eólicas que ocorrem em cabos múltiplos podem ser controladas por duas técnicas: uma baseada na combinação do espaçamento de elementos rígidos e amortecedores do tipo *stockbridge* nas extremidades do vão, outra consistindo no posicionamento adequado de separadores amortecedores.

2.1.3 Vibrações eólicas

As vibrações eólicas são originadas pelo fenômeno de vórtices, que são fluxos de ar com movimentos em superfícies cilíndricas. A formação de vórtices causa uma variação na pressão em torno do condutor, essa diferença de pressão causa forças que fazem o cabo oscilar verticalmente. Assim, na origem das vibrações eólicas encontra-se a chamada esteira de vórtices de Von Karman (Fig. 2.4). Essa categoria de vibração se caracteriza por frequências de 3 a 120 Hz (Souza, 2012).



Figura 2.4 - Esteira de Vórtice de Von Karman (Souza, 2012).

A faixa de velocidades de vento mais propícia para a geração de vibrações eólicas, em condições normais, é de 1 a 7 m/s. Abaixo de 1m/s, não há energia suficiente para sustentar as vibrações e acima dos 7 m/s, a possibilidade de ocorrência de vibrações ressonantes é muito reduzida (Souza, 2012).

Também são observadas vibrações torcionais que são causadas pelas diferenças da velocidade de desprendimento dos vórtices.

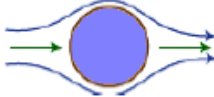

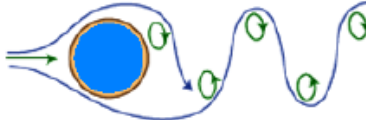

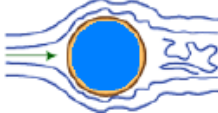

O ar incidente no condutor pode gerar um escoamento laminar ou turbulento, para se avaliar o tipo de escoamento é necessário que se conheça o numero de Reynolds que é dado pela equação 2.1.

$$Re = \frac{V.d}{\nu} , \quad (2.1)$$

onde V é a velocidade do escoamento, d é o diâmetro do cilindro e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

Como o diâmetro e a viscosidade cinemática são aproximadamente constantes o número de Reynolds é afetado diretamente pela variação da velocidade e consequentemente o comportamento do escoamento é afetado. O aumento da velocidade do escoamento faz com que ocorra o desprendimento de vórtices da superfície do cabo. A Tabela 2.1 apresenta alguns valores para o número de Reynolds e suas configurações de escoamento.

Tabela 2.1- Regimes de fluxo de fluido em torno de cilindros circulares (Hard, 1979).

Esteira de vórtices	Faixa do número de Reynolds
	$R < 5$. Regime de fluxo não separado
	$5 \leq R < 40$. Um par fixo de vórtices em turbulência
	$40 \leq R < 150$ Esteira de vórtices é laminar $150 \leq R < 300$ Transição para vórtice turbulento
	$300 \leq R < 3(10^3)$. A esteira de vórtices é totalmente turbulenta
	$3(10^3) \leq R < 3,5(10^6)$. Camada limite laminar sofreu transição turbulenta. A turbulência é estreita e desorganizada.
	$3,5(10^6) \leq R$ Estabelecimento da esteira de vórtices turbulento.

Outro número adimensional importante na análise desse fenômeno é o número de Strouhal que relaciona a regularidade da formação de vórtices com a frequência das forças atuantes no corpo cilíndrico, este número é definido pela equação 2.2.

$$S = \frac{f_s.d}{V_V} , \quad (2.2)$$

onde f_s é a frequência de formação de vórtices, V é a velocidade do vento e d é o diâmetro do condutor.

Para cabos de linhas elétricas aéreas, considera-se o número de Strouhal igual a 0,185, o que corresponde à faixa do número de Reynolds entre 50 e 500, segundo a Tabela 2.2.

A relação entre o número de Strouhal e Reynolds é dada pela equação 2.3.

$$\frac{Re}{S} = \frac{V^2}{vf_s}. \quad (2.3)$$

Tabela 2.2 - Relação entre número de Reynolds e Strouhal para uma secção circular.

Número de Reynolds, Re	Número de Strouhal, S
<30	0
50	0,13
500	0,20
1000	0,21
10^4	0,20
10^5	0,19
10^6	0,21
10^7	0,23

A Tabela 2.3 faz um comparativo entre os mecanismos que causam vibração em condutores.

Tabela 2.3 – Comparação entre os tipos de vibração (Verma, 2002).

	Vibração Eólica	Galope do Condutor	Oscilações devido à Esteira
Tipo de linha de transmissão afetada	Todas	Todas	Todas
Faixa de frequência (Hz)	3 a 150	0,08 a 3	0,15 a 10
Faixa de amplitude (tomando o diâmetro do condutor (D) como medida)	0,01 a 1	5 a 300	Modo de corpo rígido 0,5 a 80 Modo de sub-vão 0,5 a 20
Condições de Tempo Favoráveis aos Movimentos do Condutor			
Característica do vento	Laminar	Laminar	Laminar
Velocidade do vento (m/s)	1 a 7	7 a 18	4 a 18
Superfície do condutor	Desencapada/congelada uniformemente	Congelada assimetricamente	Desencapada/seca
Danos			
Tempo estimado para o desenvolvimento de falhas.	3 meses a 20 anos	1 a 48 horas	4 a 18 horas
Causa direta do dano	Fadiga do metal devido a carregamento ciclico	Cargas dinâmicas Altas	Colisão dos condutores e desgaste físico acelerado
Componentes de linha mais afetados pelos danos	Condutor e para-raios	Condutor, ferragens, isoladores e estruturas	Acessórios de suspensão, espaçadores, amortecedores e fios do condutor
Condições de projeto que afetam o movimento do condutor	Tensão da linha, auto-amortecimento do condutor, uso de amortecedores e protetores (barras)	A relação entre as frequências naturais verticais e as frequências naturais torsionais, razão de decaimento e as condições de contorno	Separação e arranjo do sub-condutor, inclinação do feixe e distância entre os espaçadores

2.2 RUPTURA DOS CONDUTORES

Os cabos submetidos a vibrações eólicas podem sofrer danos de dois tipos, devido à fadiga e abrasão. Esses tipos de danos ocorrem de maneira progressiva e podem acontecer ao mesmo tempo (Labegalini, et al., 1992). A ruptura dos cabos ocorre normalmente nos pontos de fixação (Fig. 2.5), pois é exatamente nesse local que uma seção vibra e a outra é forçada a ficar rígida. Então, na boca do grampo de suspensão é formado um ponto fixo de flexão no condutor, onde ocorrerá a fadiga. No caso de vibrações eólicas, a causa principal de fadiga é a flexão cíclica devida às vibrações de baixa amplitude e alta frequência. A fadiga está diretamente relacionada com a rigidez dos pontos de fixação dos cabos, principalmente no sentido vertical. Os esforços dinâmicos que surgem no cabo, junto às fixações são proporcionais à amplitude de vibração, sendo que a constante de proporcionalidade depende das características do cabo e da tração instalada (Souza, 2012).

Além da ruptura dos condutores a ação do vento sobre as linhas elétricas aéreas, podem provocar danos nas cadeias de isoladores, acessórios e postes, através da rotura de peças e do desaperto de parafusos, criando folgas nas estruturas (Souza, 2012).



Figura 2.5 - Grampo de fixação.

2.3 TEORIA DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO

Absorvedor dinâmico de vibração (ADV) é um dispositivo geralmente composto por elementos concentrados de massa, rigidez e amortecimento que é acoplado a um outro sistemas mecânicos primários para a mitigação da vibração em determinadas faixas de frequência.

Os absorvedores tratados nesse trabalho são do tipo passivo, isso significa que não necessitam de uma potência externa para o seu funcionamento. Apesar dessa vantagem, um ADV tem sua aplicabilidade limitada na medida em que sua eficiência é reduzida quando a frequência de excitação é variada.

2.3.1 Absorvedores dinâmicos de vibração não amortecidos

Considerando um sistema vibratório não amortecido de um grau de liberdade com massa m_1 e rigidez k_1 , submetidos a uma excitação harmônica de frequência ω , acopla-se a este sistema um segundo sistema com um grau de liberdade, com massa m_2 e rigidez k_2 , que irá atuar como um ADV, tendo como objetivo reduzir as amplitudes de vibração do sistema primário. A Figura 2.6 apresenta um esquema do sistema.

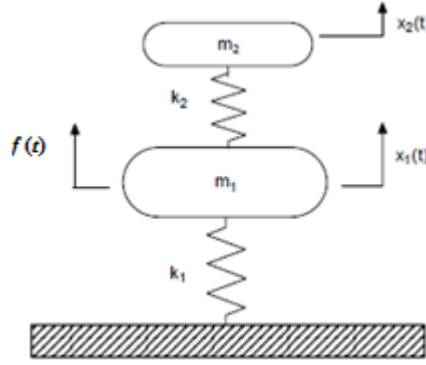


Figura 2.6 – Sistema primário submetido a um forçamento harmônico e acoplado a um ADV (Marques, 2000).

As equações do movimento desse sistema são:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = f(t), \quad (2.4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_1 - k_2 x_2 = 0. \quad (2.5)$$

Organizando as equações acima na forma matricial, obtém-se:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}, \quad (2.6)$$

onde,

$[M]$ é a matriz massa;

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}.$$

$[K]$ é a matriz rigidez;

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}.$$

$\{x(t)\}$ é o vetor posição;

$$\{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x(t)_1 \\ x(t)_2 \end{Bmatrix}.$$

$\{f(t)\}$ é o vetor forçamento

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} F e^{i\omega t} \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

Passando as equações do movimento (2.6) para o domínio da frequência (correspondendo a regime harmônico permanente), são obtidas as seguintes expressões para as Funções de Resposta em Frequência (FRF):

$$\frac{X_1}{F}(\omega) = \frac{k_2 - \omega^2 m_2}{(k_1 - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - m_2 \omega^2 k_2}, \quad (2.7)$$

$$\frac{X_2}{F}(\omega) = \frac{-k_2}{(k_1 - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - m_2 \omega^2 k_2}. \quad (2.8)$$

Os valores absolutos destas FRFs representam, respectivamente, as amplitudes de vibração por unidade de força do sistema primário e da massa do ADV. Observa-se, na equação (2.7), que para $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$, a amplitude de vibração do sistema é nula para qualquer valor de F . Portanto, para esta frequência, tem-se uma antirressonância na FRF do sistema primário. Pode-se observar ainda que este valor corresponde à frequência natural do ADV quando isolado do sistema primário. Dessa forma o projeto de ADV passivo não amortecido consiste na escolha adequada dos valores de m_2 e k_2 de modo que sua frequência natural coincida com a frequência de excitação do sistema primário. Esse processo é também chamado de sintonização de ADV passivo (Marques, 2000). Além de anular a amplitude de vibração em suas frequências naturais os ADV's podem também atuar reduzindo a oscilação do sistema primário de forma relativamente satisfatória, quando excitados em valores muito próximos de $\sqrt{k_2/m_2}$.

Adimensionalizando as amplitudes de vibração nas equações (2.7) e (2.8), obtém-se:

$$\left| \frac{X_1}{F k_1^{-1}} \right| = \sqrt{\frac{(g^2 - f^2)^2}{[\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}, \quad (2.9)$$

$$\left| \frac{X_2}{F k_1^{-1}} \right| = \sqrt{\frac{(g^2 - f^2)^2}{[\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}. \quad (2.10)$$

onde:

$$\mu = m_2/m_1 \quad (\text{Razão de massas});$$

$$\omega_{n1}^2 = k_1/m_1 \quad (\text{Frequência natural do sistema principal});$$

$$\omega_{n2}^2 = k_2/m_2 \quad (\text{Frequência natural do ADV});$$

$$g = \omega/\omega_{n1} \quad (\text{Frequência de excitação normalizada});$$

$$f = \omega_{n2}/\omega_{n1} \quad (\text{Fator de sintonização}).$$

A Figura 2.7 apresenta a variação típica das Função de Resposta em frequência $|G(\omega)|$ do sistema primário sem o ADV e com a adição de ADV passivo sintonizado para a frequência natural do sistema primário.

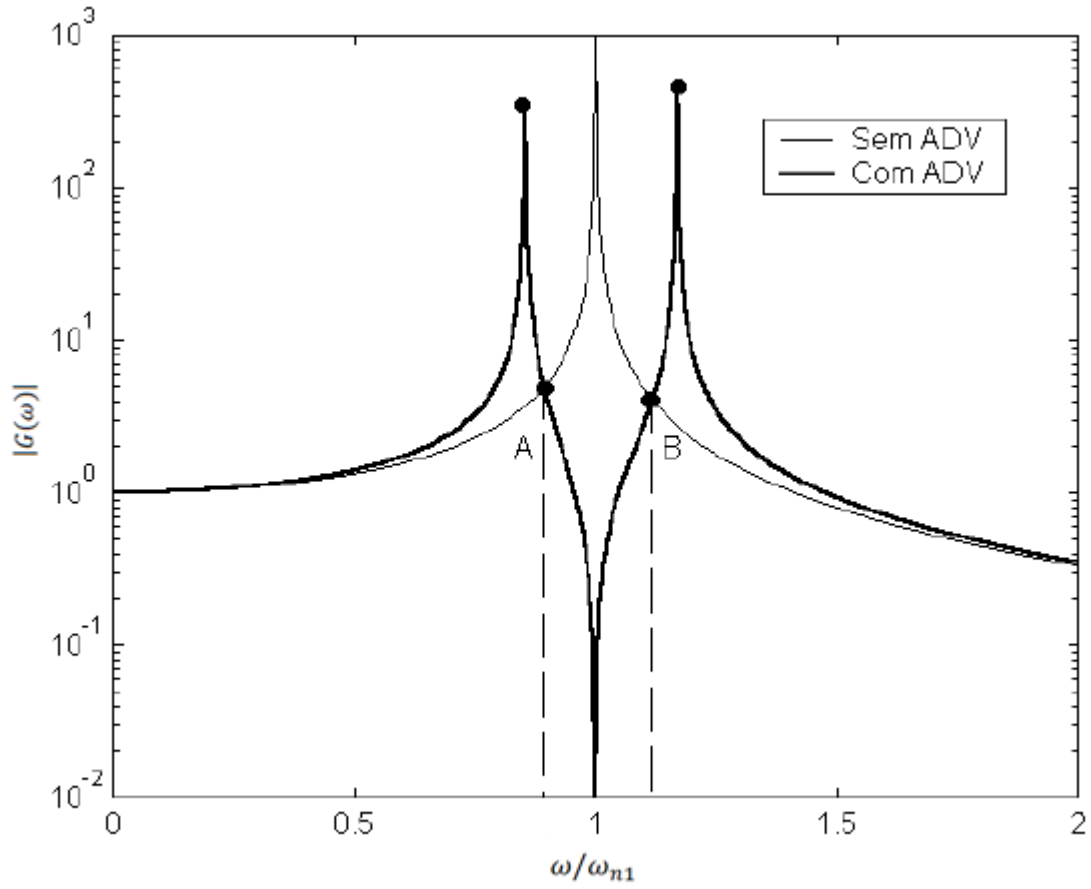


Figura 2.7 – Função de resposta em frequência do sistema primário, com e sem ADV, em função da frequência de excitação. (Oliveira, 2011).

Analisando a Figura 2.7 observa-se que para o sistema primário sem ADV, para uma frequência de excitação igual à frequência natural, existe um pico na resposta do sistema, ou seja, o sistema entra em ressonância. Já no sistema com um ADV sintonizado para atuar nessa frequência, obtendo-se uma antirressonância em $\omega/\omega_{n1} = 1$, próximo a este valor é destacado uma faixa entre os pontos a e b, onde esta representa a faixa de frequência na qual a ação do ADV é mais efetiva possível. No entanto nota-se também o aparecimento, de ambos os lados da antirressonância, dois picos de ressonância correspondentes às frequências naturais do sistema acoplado de dois graus de liberdade. Os valores destas frequências naturais podem ser obtidos igualando à zero o denominador das equações (2.9) e (2.10):

$$\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2) = 0. \quad (2.11)$$

Sendo um ADV sintonizado para a frequência do sistema primário ($f = 1$), temos que:

$$g_{(1,2)} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{(\mu + 4)} \pm \sqrt{\mu} \right). \quad (2.12)$$

Na figura 2.8 é apresentado um exemplo de gráfico para a amplitude de oscilação em função da frequência de excitação para o sistema primário e do ADV, quando ambos estão acoplados.

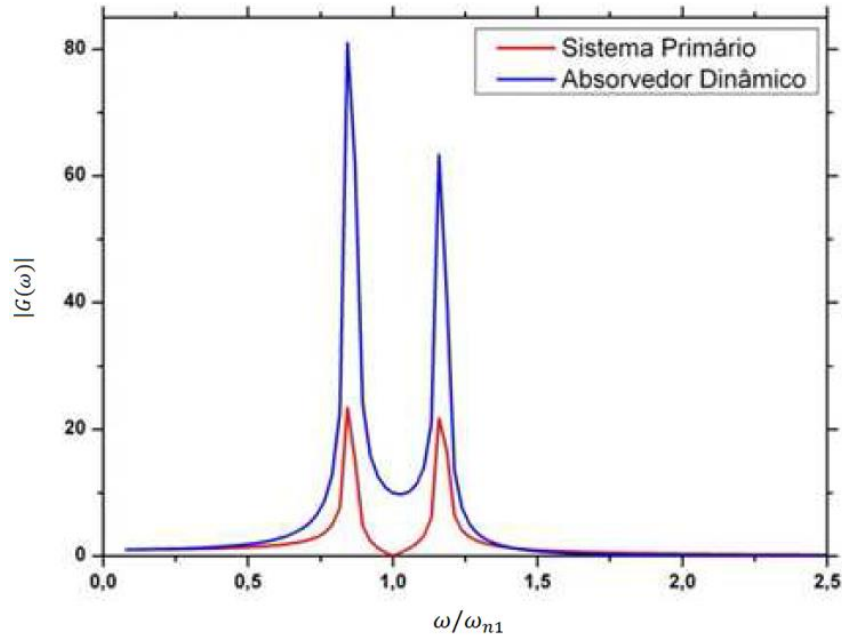


Figura 2.8 – FRF do ADV e do sistema primário (Oliveira, 2011).

2.3.2 Absorvedores dinâmicos de vibração amortecidos

Considerando um sistema não amortecido de um grau de liberdade (m_1, k_1) adicionado de um ADV amortecido (m_2, c_2, k_2) . A Figura 2.9 ilustra esse sistema.

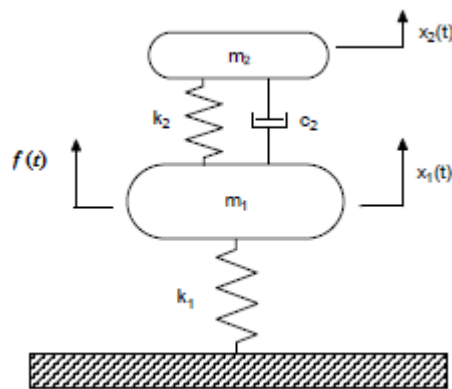


Figura 2.9 – Sistema primário com ADV amortecido (Marques, 2000)

As equações governantes escritas na forma matricial que descrevem o movimento do sistema apresentado na Figura 2.9, são:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}, \quad (2.13)$$

onde,

$[C]$ é a matriz amortecimento;

$$[C] = \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix}.$$

As demais matrizes são iguais as apresentada para o problema de ADV não amortecido.

As amplitudes de vibração em regime permanente escrevem-se em termos de parâmetros adimensionais como:

$$\left| \frac{X_1}{Fk_1^{-1}} \right| = \sqrt{\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}, \quad (2.14)$$

$$\left| \frac{X_1}{Fk_1^{-1}} \right| = \sqrt{\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}}, \quad (2.15)$$

Onde ζ é o fator de amortecimento, definido como:

$$\zeta = \frac{c_2}{2m_2\omega_{n1}}.$$

A Figura 2.10 apresenta três curvas para valores diferentes de fator de sintonização f , para valores de $\mu = 0,1$ e $\zeta = 0,05$.

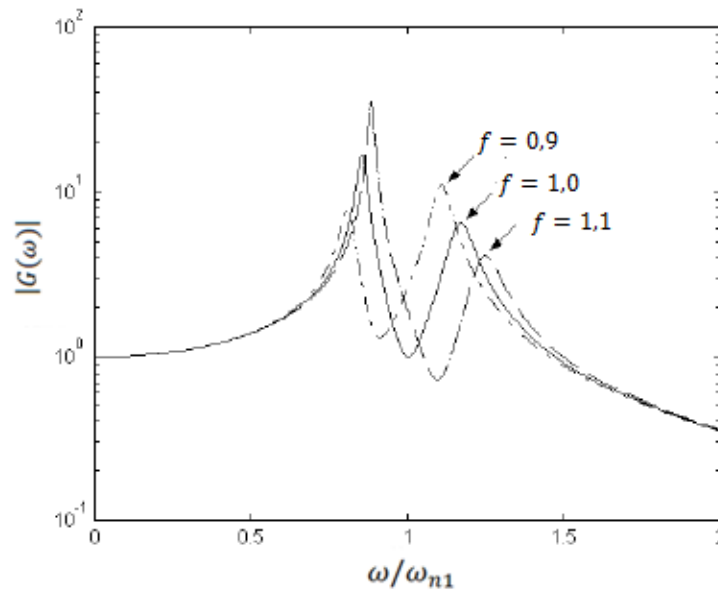


Figura 2.10 – FRF em função da frequência de excitação para um ADV amortecido (Marques, 2000).

Como mostrado na Figura 2.10, é importante destacar a influência do fator de sintonização f . A sintonização influencia a amplitude e a posição dos picos de ressonância. Observa-se também que à

medida que f aumenta os primeiros picos tendem a apresenta um valor de amplitude maior e nos segundos picos ocorre a diminuição da amplitude.

A Figura 2.11 mostra a influência do fator de amortecimento ζ , onde os valores de μ e f são respectivamente 0,1 e 1. Observa-se a presença de dois pontos P e Q, ditos pontos invariantes (Marques, 2000), pelos quais as curvas de resposta sempre passam, independente do valor do fator de amortecimento. É importante notar que o valor de ζ , influencia no grau de achatamento da curva de resposta. Em determinados valores de ζ e f é possível obter pontos P e Q na mesma altura e com os mais altos picos de amplitude passando por eles. Fazendo com que a curva de resposta em frequência do sistema primário seja a mais plana possível entre esses dois pontos.

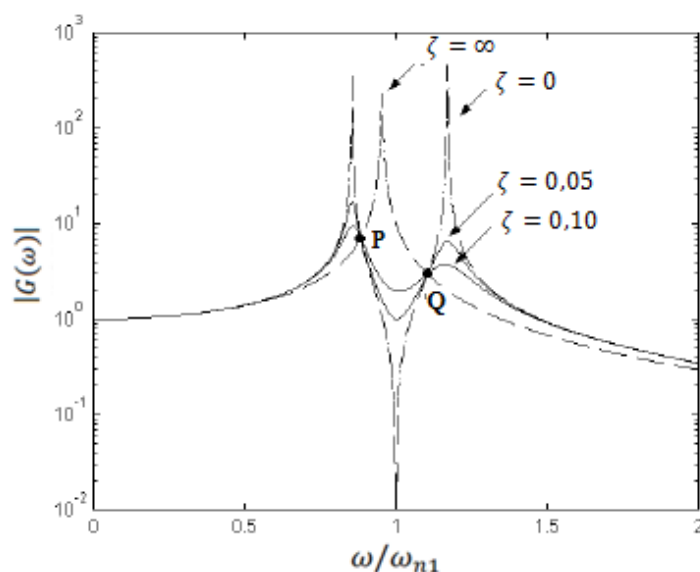


Figura 2.11 – Influência do ζ sobre a curva de amplitude em função da frequência de excitação de um sistema primário com ADV.

2.4 CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÃO EM CABOS

A maneira mais recomendado para o controle de movimentos oscilatórios em cabos é o controle passivo de vibração. Existem vários métodos para reduzir os efeitos das vibrações, como aumentar o amortecimento através de absorvedores e massas auxiliares fixados junto às linhas, evitar a frequência de ressonância e a mudança na geometria do cabo (Rao, 2008).

2.4.1 Amortecimento próprio do condutor

O amortecimento intrínseco de um cabo é a característica física que permite dissipar energia internamente enquanto vibra (Souza, 2012).

A dissipação de energia no cabo pode ocorrer por três processos distintos, porém podem ocorrer de forma simultânea. O primeiro está associado ao atrito entre as superfícies dos fios em contato e é geralmente responsável pela maior parte da dissipação (Freire, 1997). Este mecanismo de amortecimento ainda não é claramente conhecido, embora se reconheça que ele está relacionado com

as deformações dinâmicas que ocorrem nos fios individualmente, estas deformações dependem das deformações do cabo, do atrito nas interfaces e da pressão entre os fios que, por sua vez, depende da composição dos cabos e da tração instalada (Souza, 2012). Outro processo é o atrito interno do material dos fios. Por último e de menor contribuição para o amortecimento é o processo que está relacionado ao atrito do condutor com o ar (Freire, 1997).

O amortecimento próprio do condutor é muito importante para os cabos onde não existem amortecedores externos, uma vez que ajuda a atenuar os efeitos das vibrações eólicas, embora se admita que o amortecimento seja pequeno, em comparação com o fornecido por amortecedores tipo *stockbridge* (Freire, 1997).

A abordagem base para o controle de vibração de condutores aéreos é comparar as características de dissipação de energia de amortecedores de vibração e do próprio condutor quando submetidos à ação do vento. A energia dissipada pelo auto amortecimento de condutores convencionais pode ser obtida utilizando os métodos descritos na norma IEEE Std 563-1978. Para um determinado intervalo de diâmetro de condutor em uma determinada frequência e nível de excitação, a diferença entre a quantidade de energia eólica e a potência dissipada pelo condutor de auto amortecimento é a quantidade de energia idealmente que deve ser dissipada pelo amortecedor de vibrações (Seppa, 1971).

2.4.2 Frequência de ressonância

Uma maneira de mitigar os efeitos da vibração é alterar a frequência natural dos cabos para valores diferentes das vibrações impostas pela ação do vento. Isso é feito diminuindo a tensão mecânica nos cabos, com isso, o comprimento do cabo entre uma torre e outra irá aumentar. Com o comprimento maior a massa e, conseqüentemente, o amortecimento próprio do cabo irão se elevar (Cachuté e Yamamoto., 2009).

Mas este método traz conseqüências negativas como a necessidade de torres mais robustas e mais altas para suportar o peso adicional e compensar uma catenária maior, além da elevação da tensão nos pontos de fixação. Essas conseqüências podem gerar aumento nos custos da instalação das linhas elétricas, fazendo com que outras abordagens, como a utilização de amortecedores tipo *stockbridge*, sejam mais vantajosas.

2.4.3 Mudança de geometria

Para diminuir o efeito de esteira de vórtices de Von Karman é possível carenar o cabo, diminuindo as variações no campo de pressão e diminuindo a periodicidade do desprendimento dos vórtices, evitando ciclos alternados de tensão mecânica. A Figura 2.12 mostra alguns tipos de mudanças possíveis para a geometria do cabo.

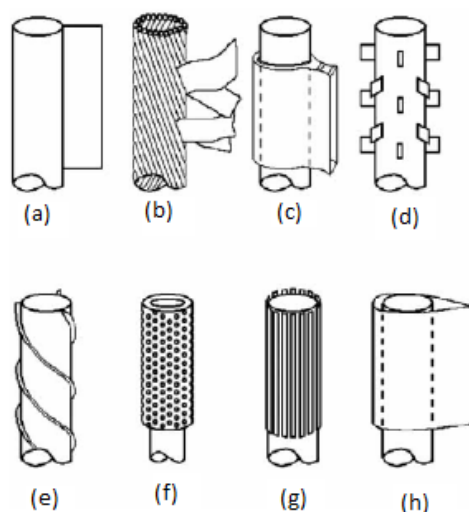


Figura 2.12 – Tipo de modificação de geometria em cabos (Kumar, et al., 2008).

Um dos tipos de modificação na geometria é a conformação em formato de aerofólio (Fig. 2.6 - h). Esse tipo de geometria tende a diminuir a vibração eólica em 80% (Kumar, et al., 2008); porém, essa modificação torna os custos de fabricação e instalação muito elevados.

2.5 ABSORVEDORES DE VIBRAÇÃO EM LINHAS DE TRANSMISSÃO

Se as condições de vento predominantes ocorrem de tal forma que ocasione vibrações nos cabos condutores, alguma forma de prevenção deve ser investigada. Os amortecedores devem ser selecionados com base nas frequências em que se espera encontrar nas linhas de transmissão. Essa análise deve ser feita corretamente, pois um amortecedor localizado de forma inadequada pode afetar a capacidade do amortecedor para suprimir os efeitos nocivos da vibração eólica (Elgohary, 2009).

Com o intuito de minimizar os efeitos das vibrações eólicas em cabos condutores foram desenvolvidos vários tipos de amortecedores.

2.5.1 Absorvedor tipo Bretelle

Esse dispositivo é formado por um cabo preso junto próximo aos grampos de fixação, formando laços (Fig. 2.13). Este amortecedor dissipa energia através da fricção do cabo não tensionado, além disso, as características de vibração entre os fixadores também são mudadas (Labegolini, et al., 1992).

Apesar de ser um amortecedor barato, pois pode ser produzido com sobras de condutores. Sua instalação é mais demorada que os demais e ainda possui a desvantagem de não poder ser instalado com linha viva (Labegolini, et al., 1992).

Uma variação desse dispositivo é o amortecedor tipo festão. Esse consiste em vários laços de sobra do próprio condutor, conectados paralelamente (Fig. 2.14).



Figura 2.13 - Amortecedor tipo Brallete (Labegalini, et al., 1992).



Figura 2.14 - Amortecedor tipo Festão (Labegalini, et al., 1992).

2.5.2 Absorvedor de braço oscilante

Este dispositivo consiste em um braço e um anel de impacto que são fixados ao cabo condutor (Fig 2.15). A energia é dissipada através do impacto de uma extremidade do braço oscilante com o anel.

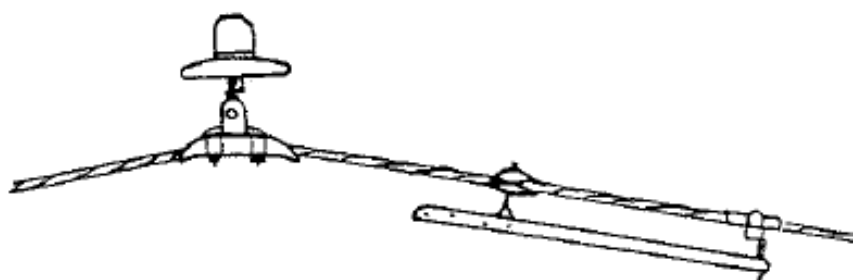


Figura 2.15 - Amortecedor tipo braço oscilante (Labegalini, et al., 1992).

2.5.3 Absorvedor de impacto

Esse dispositivo é formado por massa que colide com uma base, sendo que essa massa é suportada por uma mola (Fig. 2.16). Quando o cabo vibra, o dispositivo faz com que a massa vibre, comprimindo e descomprimindo a mola, e com isso a massa se choca com a base. A redução da amplitude de vibração ocorre justamente com a dissipação de energia no momento do impacto.

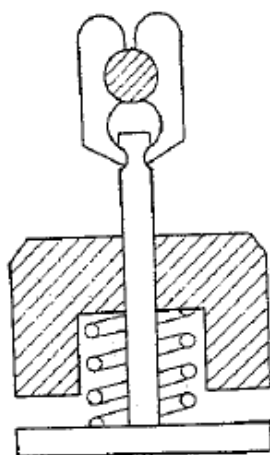


Figura 2.16 - Amortecedor de impacto (Labegolini, et al., 1992).

2.5.4 Absorvedor tipo Helgra

Esse dispositivo consiste em discos de ferro, com furos no centro, separados por um material emborrachado; os discos são sustentados por uma haste cilíndrica articulada (Fig. 2.17). A vibração no cabo condutor gera impactos entre as massas e a energia é dissipada pela deformação no material entre os discos. Segundo Labegolini (1992), quando esse amortecedor é aplicado corretamente pode-se obter até 90% na absorção da vibração no cabo. Sua vantagem em relação a outros absorvedores de vibração é que este não apresenta frequência própria, com isso, não introduz vibração nos cabos, além de não sofrer fadiga.

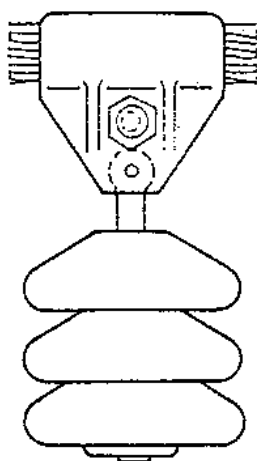


Figura 2.17 - Amortecedor tipo Helgra. (Labegolini, et al., 1992).

2.5.5 Absorvedor em espiral

Esse mecanismo de amortecimento é utilizado em geral para condutores com diâmetro menor que 20 mm (Dulhunty, 1984). Cabos com diâmetros reduzidos podem sofrer vibrações de até 300 Hz (Dulhunty, 1984), o que faz a utilização de outros tipos de amortecedores se torne inviável.

Esse amortecedor consiste de um cabo enrolado ao condutor, como mostra a Figura 2.18, quando o condutor vibra o cabo enrolado a ele se opõe ao movimento. O impacto do condutor e o amortecedor dissipa a energia e diminui a amplitude de vibração.

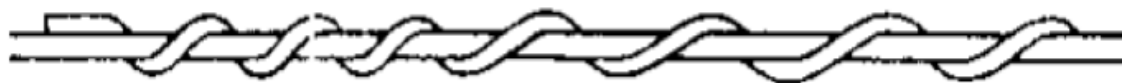


Figura 2.18 – Amortecedor em espiral (Dulhanty, 1984).

2.6 Absorvedor *Stockbridge*

O amortecedor *stockbridge* foi desenvolvido em 1925 por George H. Stockbridge, este é um amortecedor largamente utilizado na redução de vibrações eólicas em linhas de transmissão. Os modelos de *stockbridge* são constituídos por um cabo de fios flexíveis de aço, conhecido por cabo mensageiro e por massas fixadas nas suas extremidades.

Um grampo para fixação ao cabo está ligado ao cabo mensageiro, conforme mostrado na Figura 2.19.

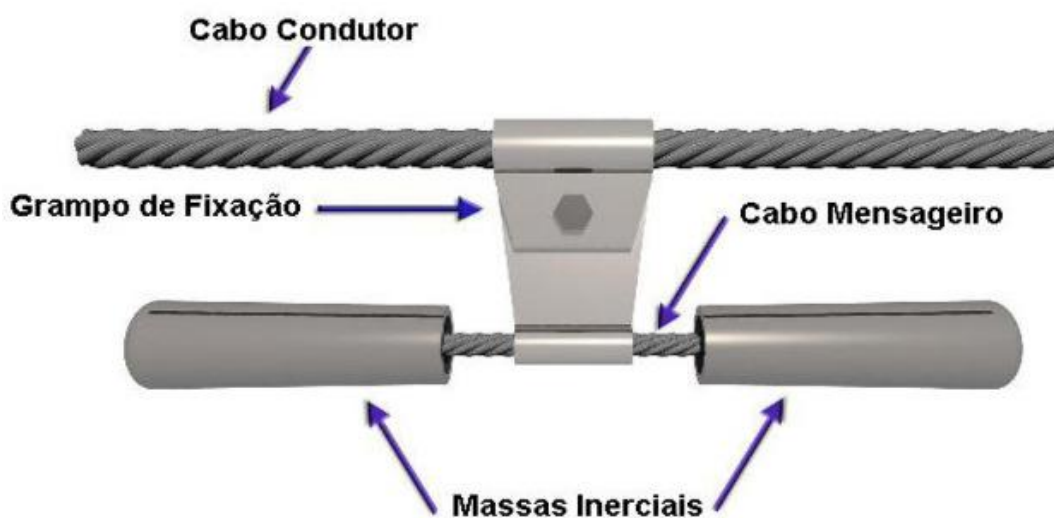


Figura 2.19 Absorvedor *stockbridge* (Silva Junior, 2011).

O amortecedor stockbridge dissipa a energia através do amortecimento histerético do material dos fios componentes do cabo mensageiro, ou seja, do amortecimento que ocorre pelo atrito interno entre moléculas quando o sólido é deformado, fazendo com que a energia seja dissipada pelo material, assim como, através de amortecimento devido à fricção entre os fios quando as massas oscilam, ou seja, do amortecimento que ocorre quando o atrito é seco e há fricção entre dois sólidos sem lubrificação.

O amortecimento acontece devido à inércia gravitacional ao movimento. Segundo Labegolini, et al (1992), podem ser distinguidas três fases em um ciclo de amortecimento. Essas fases serão descritas a seguir e ilustradas na Figura 2.20

– Na fase I, o cabo é dobrado para baixo. Contudo, o amortecedor mantém a sua posição devido à inércia;

– Na fase II, o cabo é fletido para cima e o amortecedor, sendo vencido pela inércia estática, adquire energia cinética e movimenta-se para baixo;

– Na fase III, o cabo retorna à posição negativa. Porém, o amortecedor, devido à energia cinética obtida do condutor, é fletido para cima.

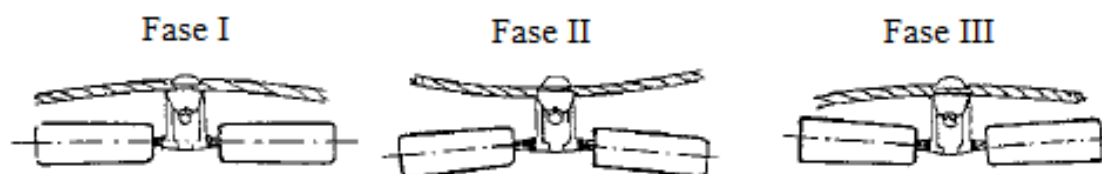


Figura 2.20 – Fases de amortecimento (Labegolini, et al., 1992).

Os amortecedores deste tipo têm-se mostrado muito eficazes, se utilizado em suas frequências de ressonância. Entretanto, a sua eficiência diminui muito quando o *stockbridge* atua fora dessas frequências. Para evitar que isso aconteça, é necessário o conhecimento prévio das características de vibração do cabo, para que possa ser utilizado o amortecedor com faixas de operação dentro das condições de vibração do condutor.

Para atender diferentes condições de operação podemos variar o tipo de material de que é feito o cabo mensageiro, o tamanho, material e formato das massas instaladas, assim como o tipo de grampo usado, o qual representa um papel importante atendendo à necessidade de não ferir o cabo, pois isso poderia reduzir a sua vida útil.

O desempenho dos amortecedores *stockbridge* é normalmente avaliado de acordo com normas estabelecidas internacionalmente, nas quais são apresentados vários métodos para a medição da potência dissipada, alguns serão apresentados na seção seguinte.

A Figura 2.21 representa uma curva de potência dissipada em função da frequência de um amortecedor do tipo *stockbridge*, onde é possível observar os picos de ressonância característicos desse absorvedor.

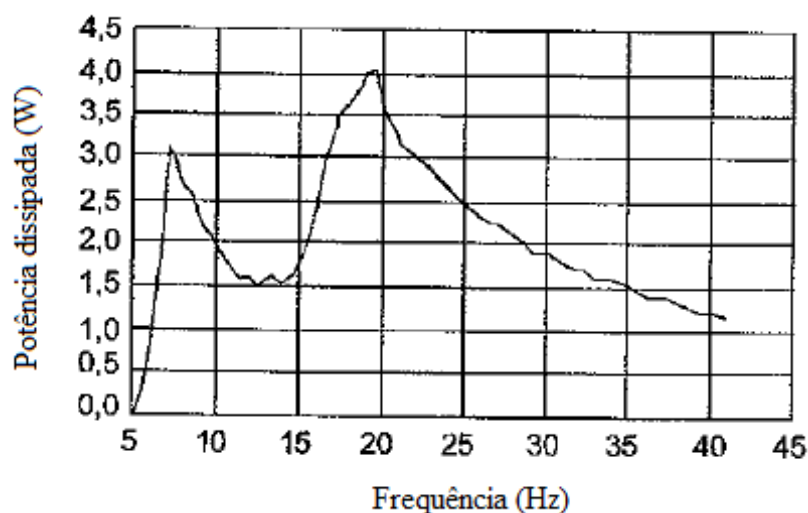


Figura 2.21 – Curva típica de potência dissipada de um stockbridge (IEC 61897-1998-09).

Para utilizar os amortecedores *stockbridge* no seu máximo desempenho é também necessário posicioná-los próximo dos pontos de fixação dos cabos das linhas elétricas aéreas, que são os pontos críticos em termos de fadiga.

2.6.1 *Stockbridge* tipo *Dogbone*

Este absorvedor tem características semelhantes ao *stockbridge* simétrico, pois também possui simetria das massas com relação ao cabo mensageiro, mas suas massas inerciais possuem centro de massa fora do eixo axial do *stockbridge*, com isto, além das duas frequências naturais, o *dogbone* apresenta mais uma frequência natural torcional, totalizando três frequências naturais. A Figura 2.22 mostra esse absorvedor (Silva Junior, 2011).



Figura 2.22 – *Stockbridge* tipo *dogbone*.

2.6.2 *Stockbridge* tipo assimétrico

Este absorvedor tem cabo mensageiro dividido pelo grampo de fixação em partes assimétricas com duas massas inerciais de tamanhos diferentes, conforme ilustrado na Figura 2.23. Quando o absorvedor é assimétrico implica que ele tem duas frequências naturais adicionais e pode ser mais adequado para determinadas aplicações (Oliveira, et al., 1983). Devido à flexibilidade do sistema

constituído pelas massas e pelo cabo mensageiro, quando o absorvedor vibra juntamente com o condutor ele tanto absorve quanto dissipa energia.

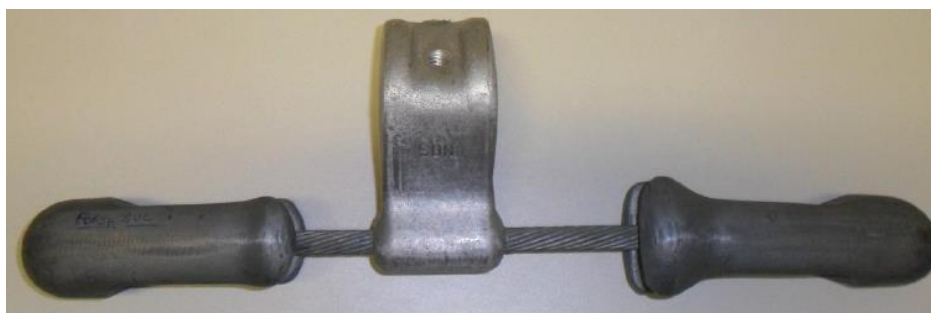


Figura 2.23 – *Stockbridge* tipo assimétrico.

2.7 CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO ABSORVEDOR TIPO *STOCKBRIDGE*

O desempenho dinâmico de *stockbridges* é avaliado de acordo com a norma IEEE 664TM - 1993(R2007). O objetivo desta norma é descrever as metodologias atuais, incluindo aparelhos, procedimentos e precisão necessária nas medições, para o teste de amortecedores de vibração.

Devido à variedade de modelos de amortecedores de vibração, mais do que um método de teste pode ser necessário para obter a informação necessária sobre as características de dissipação. A norma IEE 664 tem como objetivo descrever alguns dos procedimentos para a determinação das características dinâmicas de amortecedores de vibração e sistemas de amortecimento. A utilização dessa norma visa auxiliar a padronização dos métodos incluídos, bem como resultado de proporcionar uma perspectiva mais detalhada na obtenção de informações confiáveis sobre as características de dissipação de um amortecedor de vibrações.

Essa norma apresenta quatro métodos para medição da potência dissipada em função da frequência de excitação. São eles:

- *Inverse Standing Wave Ratio (ISWR)* ou Método da Velocidade Constante – Com esse ensaio determinam-se as características de dissipação de energia de um amortecedor por meio da medição de amplitudes nos nós e antinós em cada frequência harmônica do cabo onde o absorvedor irá atuar.
- *Power method* ou Método da potência - Neste ensaio são determinadas as características de dissipação de energia de um amortecedor por meio da medição da força e da velocidade durante o período de teste no ponto de fixação ao *shaker*.
- *Decay method* ou Método do Decaimento - Esse teste determina as características de dissipação de energia de um amortecedor pela medição da taxa de decaimento da amplitude de movimento, após um período de vibração forçada a uma frequência natural do sistema e uma amplitude de teste fixa.
- *Forced Response method* ou Método da Resposta Forçada – Esse método determina as características de dissipação de energia de um amortecedor por meio da medição da força

e da velocidade transmitida para um amortecedor que é montado diretamente sobre o *shaker*.

Os ensaios descritos nesta norma IEE 664 são referentes à caracterização dinâmica e têm o objetivo de obter a curva de resposta que pode ser dada entre a potência dissipada e a frequência do absorvedor, ou mesmo, versus a velocidade do vento (EPRI, 1979-80). A Figura 2.24 mostra um exemplo de curva obtida através do método de resposta forçada.

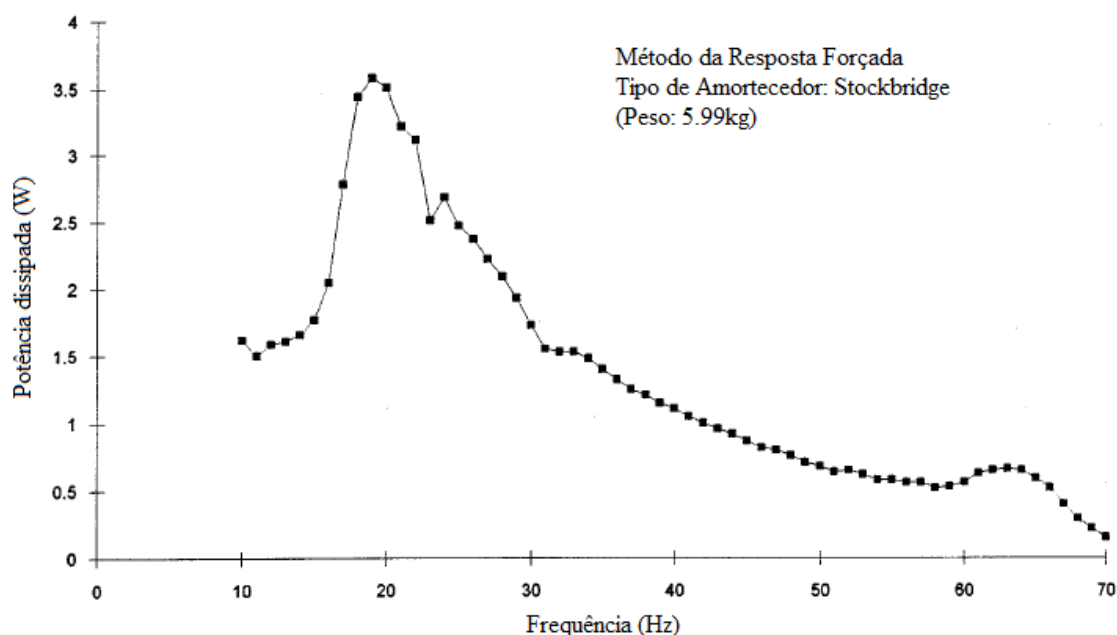


Figura 2.24 – Exemplo de gráfico de Potência dissipada x Frequência, de um amortecedor *stockbridge* (IEEE Std. 664-1993) (Modificado)

O método utilizado neste trabalho será o método da resposta forçada. Este método também conhecido como método das características dinâmicas determina a potência dissipada pelo absorvedor através das medidas de força e velocidade impostas pelo sistema de controle ao absorvedor fixo diretamente ao *shaker*. O cálculo da potência dissipada através desse método pode ser realizado através da seguinte equação 2.16:

$$P = \frac{1}{2}(FV_s) \cos \theta_v, \quad (2.16)$$

onde P é a potência dissipada, V_s é a velocidade na base do shaker, F é a força de excitação do *shaker* e θ_v é o ângulo de fase entre a força e a velocidade medidas no *shaker*.

O método de resposta forçada é relativamente barato, e mais fácil de realizar, além proporcionar a possibilidade de obter uma faixa de frequência contínua de dados. No entanto, os testes são realizados sem levar em consideração a interação do amortecedor com o condutor. Assim, qualquer amortecimento que resulta em tal interação não é medido.

Apesar de amplamente aceito, os métodos ISWR e da potência são considerados caros para se adquirir os equipamentos necessários e mais demorados para serem executados. Além disso, estes

dois, assim como o método de decaimento, proporcionam apenas uma série de pontos de dados finitos. Como resultado, dados importantes sobre o amortecedor podem ser perdidos, podendo gerar erros significativas na aplicação final do dispositivo. O método do decaimento é intuitivamente fácil de entender, relativamente fáceis de executar, e requer instrumentação mínima. O teste do decaimento tem boa precisão e resolução quando amortecimento é baixo, porém esse método tem baixa resolução com um intervalo elevados de amortecimento, porque apenas alguns ciclos de vibração são necessários para dissipar a energia no espaço. Para os métodos da potência e o método ISWR a precisão é reduzida quando o amortecimento é baixo, por conseguinte, o teste do decaimento pode ser um excelente complemento a estes métodos.

A Tabela 2.4 mostra um comparativo entre os quatro métodos de caracterização do *stockbridge* disponíveis na norma IEEE 664-1993

Tabela 2.4 - Comparação dos métodos de caracterização do *stockbridge* (IEEE Std. 664-1993).

Características Gerais	Método da Velocidade Constante	Método da Potência	Método do Decaimento	Método da Resposta Forçada
Necessário vão para teste	Sim	Sim	Sim	Não
Amortecedores que podem ser testados	Todos	Todos	Todos	*
Teste de frequência discreto ou contínuo	Discreto	Discreto	Discreto	Contínuo
Tempo de ensaio por amostra	8 h	4 h	4 h	30 min
Principal vantagem	Evita problemas com formato de onda	Coleta e análise de dados de forma direta	Fornece uma ampla gama de amplitudes de teste	Rápida coleta de dados
Principal desvantagem	Dificuldade de medir amplitudes	Possíveis erros devido a perdas	Dificuldade de medição com altos níveis de amortecimento	Não mede interações com o condutor

* O método de resposta forçada não se aplica aos amortecedores como o Bretelle, torção, festão ou amortecedores de impacto de fita helicoidal.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MATERIAIS

Foram caracterizados dois tipos *stockbridge* fabricados pela Forjasul, um do tipo *dogbone* modelos, F4000-06 com massa de 4,5 Kg (ANEXO I), e outro assimétrico com 2,3 Kg (Fig 3.1).



Figura 3.1 – *Stockbridges* assimétrico e *dogbone*.

3.2 Métodos

O método de resposta forçada descrito na norma IEEE 664 determina as características de dissipação de energia de um amortecedor por meio da medição da força e da velocidade transmitida para o *stockbridge* que é montado diretamente sobre o *shaker*.

Os procedimentos descritos na norma para a realização do ensaio consistem em acoplar o amortecedor ao shaker através de um suporte, juntamente com os sensores para a aquisição de dados. Posteriormente deve-se ajustar o controlador para varrer uma faixa de frequência a uma taxa de varredura suficientemente baixa para que a mesma não interfira nas medições. Uma velocidade constante de 100 mm/s deve ser aplicada pelo shaker em toda a faixa de frequência. Os limites superiores e inferiores dessa faixa são dados em função do diâmetro do condutor o qual esperasse que o amortecedor seja usado. Finalmente devesse medir e registrar os sinais de velocidade e força ao longo de todo espectro de frequência. Ainda é necessário realizar o ensaio apenas com o suporte conectado ao *shaker*, para que posteriormente os valores obtidos sejam subtraídos da potência dissipada pelo amortecedor.

O método exige que o *shaker* juntamente com o sistema de controle proporcionem uma saída de velocidade constante, dentro de uma margem de $\pm 2\%$, em toda a faixa de frequências varrida. Os

dados do ângulo de fase entre os sinais de força e de velocidade devem ser feitos com uma precisão tal que, o ângulo de fase se encontre em torno de 1% do valor medido.

3.2.1 Descrição da bancada

Através do Método de Resposta Forçada podemos obter medidas que compõe as características dinâmicas que o absorvedor estará submetido quando conectado ao *shaker*, tais como a força, deslocamento e velocidade. Essas medidas são obtidas através de sensores que são conectados por meio de fios aos canais de um controlador, modelo *SignalStar Vector Vibration Controller* do fabricante Data Physics. O controlador por sua vez, envia sinais ao *shaker* para realizar o controle da velocidade. Ao mesmo tempo o controlador se comunica com um computador que recebe e armazena os dados coletados. Esse esquema é demonstrado na Figura 3.2.

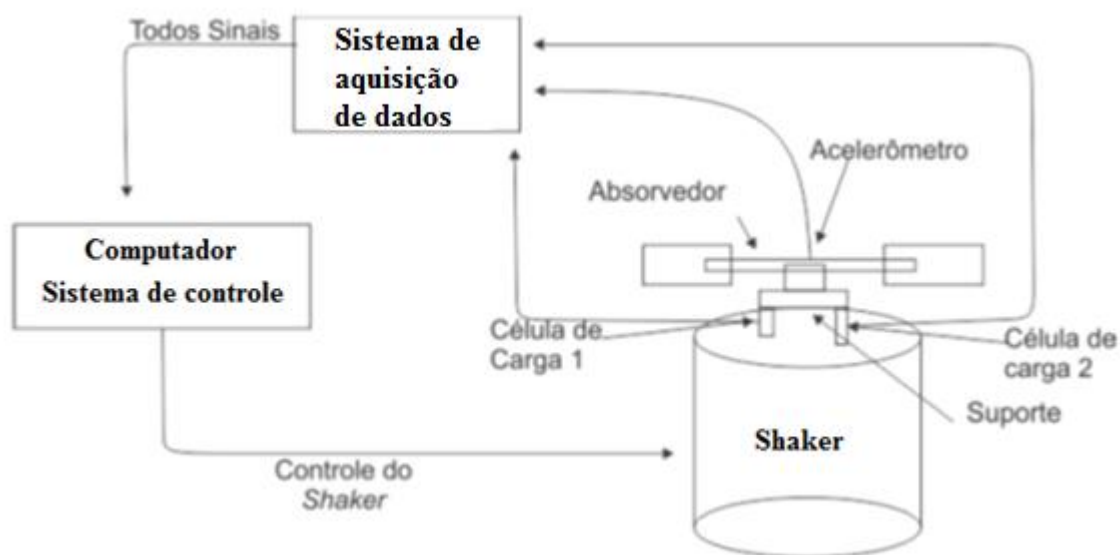


Figura 3.2 - Esquema da bancada para absorvedor acoplado diretamente ao shaker (Silva Junior, 2011)

O absorvedor será acoplado ao *shaker* (Fig. 3.3- d) através de um suporte (Fig. 3.3- a) que simulará a fixação do ADV (Fig 3.3- e) em um cabo condutor. Serão fixadas na estrutura do suporte duas células de carga (Fig. 3.3- b), do fabricante PCB Piezotronics com sensibilidade de 2,318 mV/N, que tem a finalidade de medir os sinais de força gerados pelo movimento do stockbridge. Na base do *shaker* ainda é afixado um acelerômetro (Fig. 3.3- c) do mesmo fabricante com sensibilidade de 99,9 mV/g, com a função de medir e controlar a velocidade que o *shaker* impõe ao amortecedor.

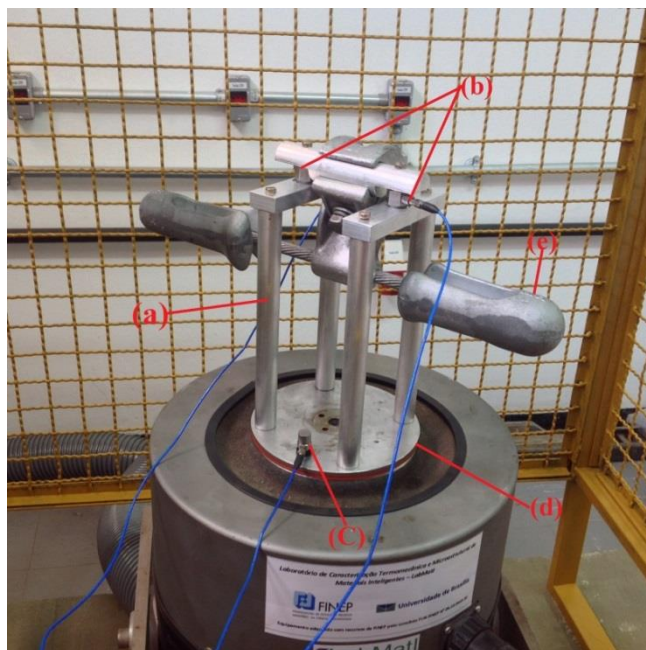


Figura 3.3 - Montagem do amortecedor no *shaker* para a realização do ensaio. (a) Suporte; (b) Células de Carga; (c) Acelerômetro; (d) *shaker*; (e) ADV.

3.2.2 Shaker

O *shaker* eletromecânico (Fig. 3.4), que será utilizado nos ensaios, é do fabricante *LabWorks* modelo ET-127 e atende a todos os requisitos da norma. Este equipamento tem a finalidade de excitar o suporte acoplado ao *stockbridge*.



Figura 3.4 – *Shaker* eletromecânico.

3.2.3 Suporte

É necessário que haja um aparato que conecte o amortecedor ao *shaker*, para isso foi utilizado um suporte, mostrado na Figura 3.5. Por recomendação da norma esse suporte foi projetado para

que o amortecedor fosse posicionado para representar sua instalação normal em campo, de maneira que o ensaio fosse realizado com o *stockbridge* voltado para baixo. Além disso, o suporte foi fabricado em alumínio, material com baixa massa específica se comparado com aço, para que dessa maneira sua massa interferisse minimamente nos resultados do experimento. Os desenhos técnicos do suporte são apresentados no Anexo II.

O suporte é unido ao *shaker* através de furos roscados na base do excitador. As demais peças são fixadas entre si através de parafusos. Existem ainda furos roscados na parte superior do suporte para a fixação das células de carga.



Figura 3.5 – Suporte.

3.3 CONFIGURAÇÕES DOS TESTES

A norma IEEE Std 664 – 1993 recomenda que a velocidade aplicada pelo *shaker* ao amortecedor seja mantida em 100 mm/s durante toda varredura de frequência. A varredura será feita de maneira que a frequência varie constantemente em intervalos de 0,05 Hz/s. Segundo a norma a faixa de frequência a ser varrida é calculada em função do diâmetro do condutor, através das relações mostradas na Tabela 3.1, onde d é o diâmetro do cabo condutor que o amortecedor irá atuar. Para realizar os cálculos foi utilizado $d = 0,0236\text{ m}$, que é o diâmetro cabo condutor típico, Este valor também coincide com o diâmetro da barra cilíndrica do suporte onde o stockbridge será fixado.

Tabela 3.1 – Faixa de frequência a ser varrida.

Relação	Frequências (Hz)	Taxa de Varredura (Hz/s)	Tempo estimado do ensaio (s)
Frequência mínima – $0,18/d$	7.63	0,025	2120
Frequência máxima – $1,4/d$	59.32		

Segundo a norma, essa faixa de frequência deve abranger uma velocidade do vento correspondente a uma faixa de 1 a 7 m/s.

O acelerômetro, montado no absorvedor, tem como função medir aceleração, velocidade e ângulo de fase. As células de carga medem a força exercida pelo *shaker*. Assim, o sistema de controle é capaz de garantir que os parâmetros de entrada do ensaio sejam mantidos. Com os dados de entrada e saída do sistema é possível caracterizar o comportamento do mesmo, através da Equação 2.16.

Inicialmente deve-se realizar a coleta de dados sem a presença de absorvedor na estrutura, apenas o suporte é submetido a uma tomada de dados, gerando um gráfico de potência dissipada por frequência. Essa etapa é necessária para evitar a influência da massa do suporte no teste com o stockbridge montado. Posteriormente, esses dados serão subtraídos da potência dissipada pelo amortecedor. Finalmente é feita a coleta de dados para o conjunto do suporte com o stockbridge.

3.3.1 Tratamento de dados

O software *SignalStar Vector Software* fornece como dados de saída as coordenadas dos vetores das medições, em cada canal, no plano Real/Imaginário, para uma determinada frequência. Por meio dos valores medidos, que foram, velocidade no canal 1 através do acelerômetro e força nos canais 2 e 3 através das células de carga, pode-se através do *software Microsoft Excel* montar uma planilha que calcula o módulo de cada vetor e o ângulo de fase entre a força e a velocidade. A planilha também realiza os cálculos da Equação 2.16 para cada valor de frequência, subtrai a potência relacionada ao suporte e finalmente traça o gráfico da potência dissipada pela frequência de excitação do absorvedor.

4 RESULTADOS

Foram testados, pelo método da resposta forçada, dois *stockbridges*: um tipo *dogbone* e outro assimétrico. Como resultados finais da aplicação do método foram levantadas três curvas de potência dissipada em Watts em função da frequência de excitação em Hertz para cada modelo testado.

Primeiramente, foi realizado o ensaio apenas com o suporte montado no *shaker*, para que posteriormente esses valores fossem subtraídos da potência dissipada pelos absorvedores *stockbridge*, de maneira que a massa do suporte não interferisse no resultado final. Para o suporte, obteve-se a curva apresentado na Figura 4.1. Como se pode observar, a potência dissipada cresce a medida que se aumenta a frequência de excitação, chegando um valor máximo de 0,008 W em 60 Hz. esse valor tão baixo se deve ao fato do suporte ser muito leve e rígido se comparado aos absorvedores.

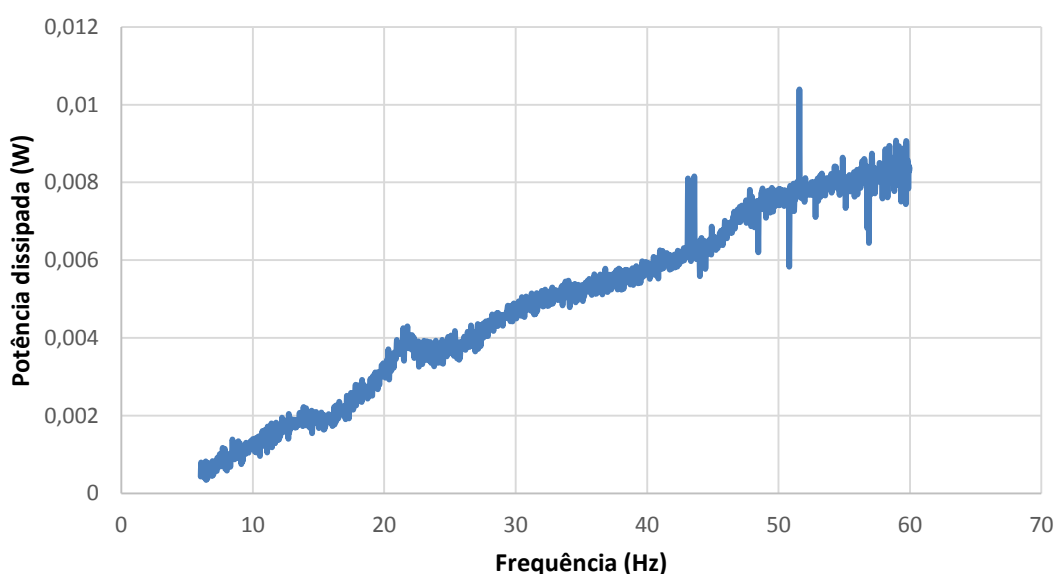


Figura 4.1 - Potência dissipada pelo suporte.

Para averiguar a repetibilidade do experimento, foram levantadas três curvas de dissipação para cada absorvedor. Essas curvas são apresentadas juntas no mesmo gráfico, já desprezando a influência do suporte. Também foi calculada a média dos três ensaios e plotado um gráfico dessas medias.

A Figura 4.2 e 4.3 mostram as curvas da potência dissipada pelo *stockbridge Dogbone F4000-6*. Observam-se nesses gráficos três picos de dissipação: em 10,5 Hz, 18 Hz e o último em 26 Hz, com 0,6 W, 0,8 W e 0,9 W de potência dissipada, respectivamente. Esses valores podem ser associados às frequências naturais do absorvedor, uma vez que a máxima dissipação de energia ocorre na frequência de ressonância do ADV. Após os três picos a potência dissipada reduz até que alcance uma frequência de 55 Hz.

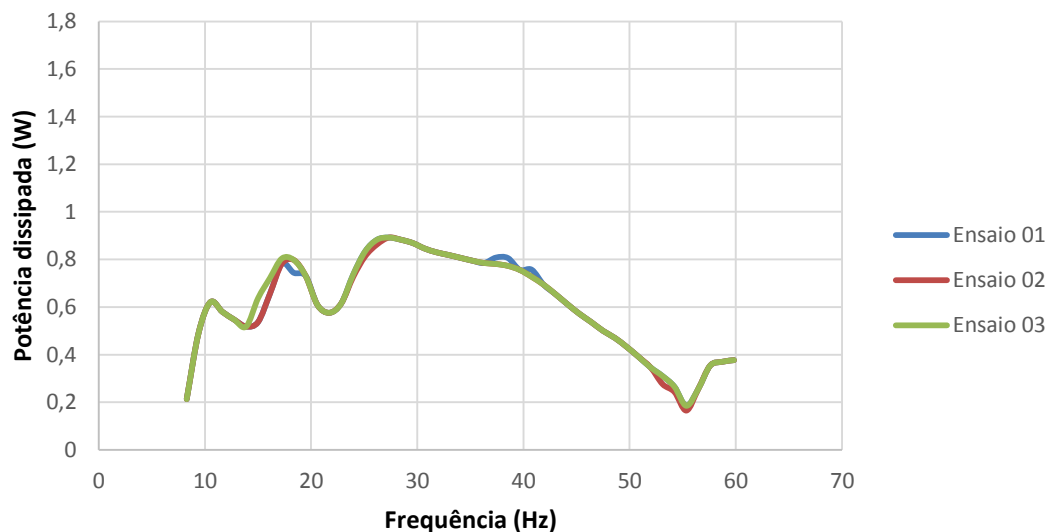


Figura 4.2 – Potência dissipada pelo Amortecedor *Dogbone*.

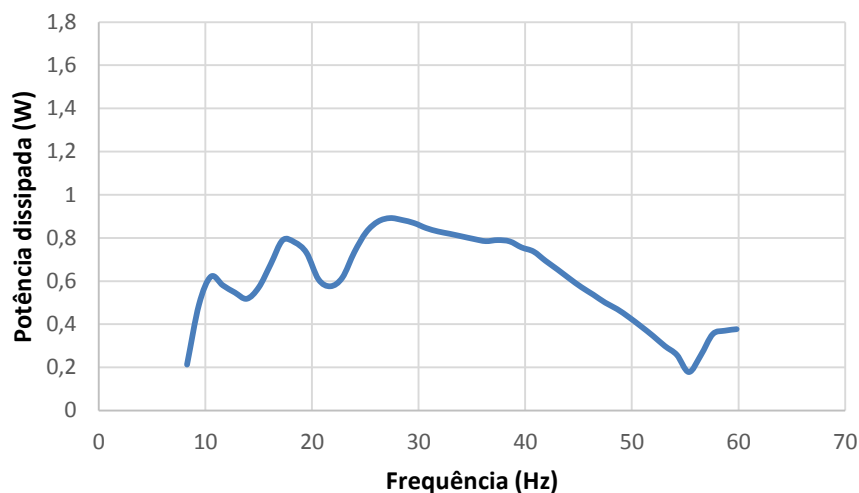


Figura 4.3 - Média dos três ensaios de potência dissipada para o amortecedor *Dogbone*.

Para o *stockbridge* assimétrico foram obtidas as curvas apresentada nas Figuras 4.4 e 4.5. É possível observar um pico de aproximadamente 1,15 W de potência dissipada em 10,5 Hz e em seguida outro pico em 12,6 Hz de 1,4W. Um terceiro pico é observado em 27,8 Hz com 0,9 W e por ultimo um menor pico em 65 Hz dissipando 0,4 W. Totalizando quatro picos de dissipação. Os valores onde ocorrem os picos de dissipação é a faixa de operação ideal para os *stockbridges* testados.

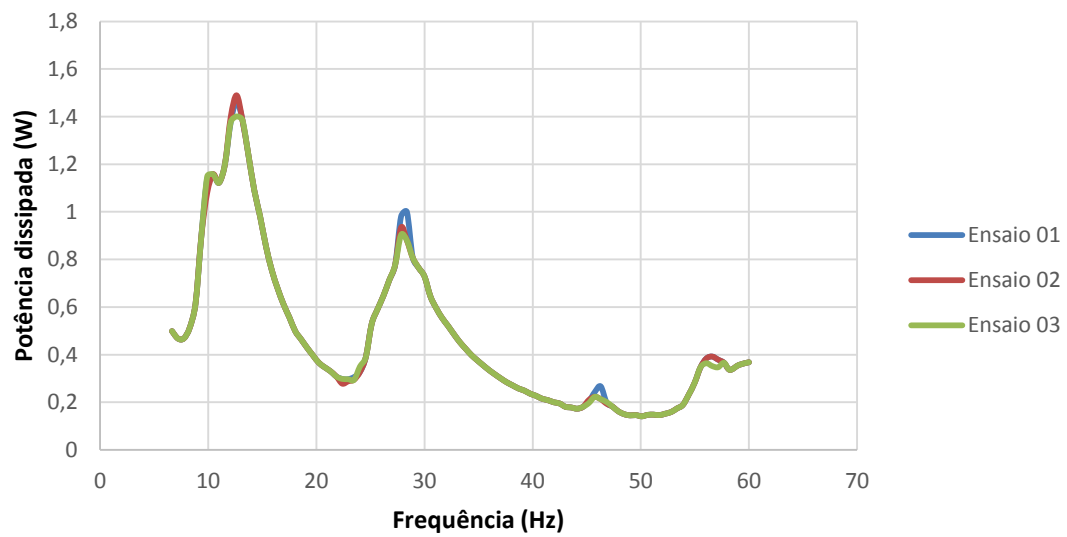


Figura 4.4 – Potência dissipada pelo amortecedor assimétrico

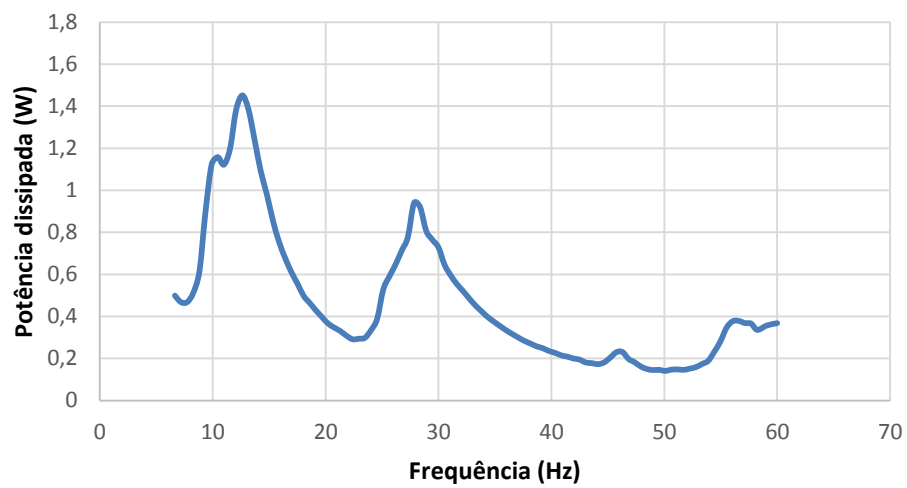


Figura 4.5 - Média dos três ensaios de potência dissipada para o amortecedor assimétrico

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram caracterizados dois absorvedores dinâmicos de vibração do tipo *stockbridge*, um do modelo assimétrico e outro do modelo *dogbone*. Eles consistem de duas massas inerciais conectadas por cabo mensageiro. O desempenho dinâmico em termos de dissipação de energia dos absorvedores foi obtida pelo Método da Resposta Forçada descritos nas normas IEEE Std 563™-1978, IEEE 664™ 1993(R2007) e IEC 61897 1ªED 1998-09.

A partir das curvas de dissipação por frequência de excitação identificam-se para o *dogbone* três frequências naturais, e para o modelo assimétrico quatro frequências naturais. Para ambos modelos, a resposta está coerente com a expectativa teórica.

Com os valores das frequências onde ocorrem as máximas dissipações de potência foi possível identificar a faixa de operação ideal para cada absorvedor testado. Para o assimétrico, essa pontos são 10,5 Hz, 12,6 Hz, e 27,8 Hz e para o *dogbone* a dissipação máxima ocorre em 10,5 Hz, 18 Hz e 26 Hz.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSON, K.; HAGEDORN, P. On the Energy Dissipation in Spacer Dampers in Bundled Conductors of Overhead Transmission Lines. **Journal of Sound and Vibration**, 180, 1995.

CACHUTÉ, R. S.; YAMAMOTO, R. R. **Caracterização dinâmica de um stockbridge pseudoelástico**. Projeto de Graduação: UnB, 2009.

DULHUNTY, W. P. **Vibration Damper - An evolution in Australia**. 1984.

FREIRE, D. G. Vibrações Eólicas de Condutores Singelos em Linhas de Aéreas de Trasmissão. **Tese (Doutorado)**, Rio de Janeiro, 1997.

KUMAR, R. A.; SOHN, C. H.; GOWDA, B. H. L. **Passive Control of Vortex-Induced Vibrations: An Overview**, 2008.

LABEGALINI, P. R. et al. **Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão**. São Paulo: Edgard Blucher, 1992.

LILIEN, J. L. . S. D. **Awake-Induced Vibration in Power Transmission Line**. Paris: [s.n.], 2004.

MARQUES, R. F. A. **Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibração Ativos e Adaptativos**. Uberlândia, 2000.

OLIVEIRA, A. R. E.; RIPER, A. P. **Estudo Analítico e Experimental do Amortecedor Stockbridge**. VII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1983.

OLIVEIRA, H. D. S. **Análise dinámico de um stockbridge pseudoelástico**. [S.l.]: Universidade de Brasília, 2011.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. Pearson Prentice, 2008.

SANTOS, A. S. D. Estudo de vibrações eólicas em linhas de transmissão de energia elétrica de alta tensão. **Dissertação (mestrado)**, UFPA, Belém, 2008.

SEPPA, T. **Self-Damping Measurement and Energy Balance of ACSR Drake**. New York, 1971.

SILVA JUNIOR, A. Caracterização dinâmica de um protótipo de stockbridge pseudoelástico. **Dissertação (Mestrado)**, UnB, Brasília, 2011.

SIMPSON, A.; SALMON, N. J.; TAYLOR, C. N. **Computational Comparison of Efficacies of Aeolian Vibration Damping Devices for Multiconductor Overhead Power Lines**. [S.l.]: [s.n.], 1990.

SOUZA, D. M. Estudo do Comportamento Estrutural de Cabos em Linhas Elétricas Aéreas de Muito Alta Tensão. **Tese (Doutorado)**, Porto, 2012.

IEC, **Requirements and tests for stockbridge type Aeolian vibration dampers**, in IEC 61897: 1ª edição.1998-09.

IEEE, **Guide on the Measurement of the performance of Aeolian Vibration Damper for Single Conductors**, IEEE Std. 664-1993, (R2007).

IEEE, **Guide on Conductor Self- Damping Measurements**, IEEE Std 563™-1978, (R2007).

EPRI, **Transmission Line Reference Book, Wind Induced Conductor Motion**, prepared by **Gilbert Commonwealth Associates, Jackson MI 1979-80**.



Amortecedor de Vibração Stockbridge

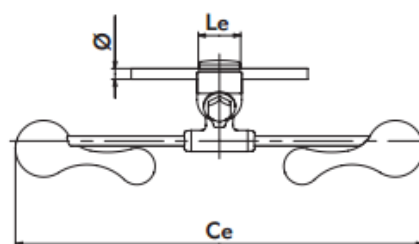
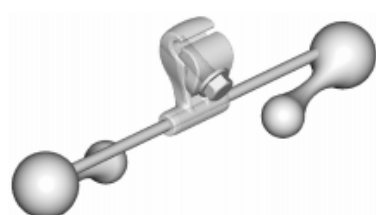
Amortiguador Stockbridge

Vibration Damper "Stockbridge" Type

Para uso com cabos: CAA, CA, AAAC, ACAR e Aço

Para uso con cables: ACSR, AAC, AAAC, ACAR y Acero

For use with cables: ACSR, AAC, AAAC, ACAR and Steel



Material	Grampo: Liga de alumínio. Cabo Mensageiro, Arruelas e Parafuso: Aço galvanizado. Pesos: Zinco Liga Grapa: Aleación de Aluminio. Cable Portor, Arandela y Tornillo: Acero Galvanizado en Caliente. Contrapesos: Aleación de zinc Clamp: Aluminum Alloy. Messenger Cable, Washers and Bolt: Steel Hot Dip Galvanized. Counterweights: Zinc Alloy				
Referência Número catálogo Catalogue Number	Dimensões Dimensiones Dimensions (mm)				Peso Peso Neto Net Weight (kg)
	Ce	Le	Ø Min	Ø Max	
F4000	353	36	6,35	9,53	1,350
F4000-01	353	38	9,42	12,45	1,350
F4000-02	353	38	12,47	15,24	1,350
F4000-03	414	50	15,26	18,04	2,700
F4000-04	414	50	18,05	21,84	2,700
F4000-05	483	50	21,85	24,14	4,500
F4000-06	483	50	24,15	27,69	4,500
F4000-07	483	51	27,71	30,73	4,500
F4000-08	483	50	30,74	33,78	4,500

Desenho técnico do suporte

